Список использованных источников

1. Киселев Е.В., Кутьин В.Б., Матюхин В.И. Электрические печи сопротивления. Екатеринбург: УГТУ–УПИ, 2010. 74 с.

2. Свенчанский А.Д. Электрические промышленные печи: учебник для вузов. Изд-е 2-е, перераб. М.: Энергия, 1975. 384 с.

3. Теплотехнические расчеты металлургических печей. Под ред. А.С. Телегина. М.: Металлургия, 1982. 360 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕНА В ВАННЕ ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ

Бурлаков А.А., Сабиров Е.Р., Швыдкий В.С.

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия

При разработке численной схемы плавильной печи целесообразно тщательно учесть особенности расплава. Первой такой особенностью является его большая плотность. Учитывая также большую вязкость и медленное движение (практически ползущее), можно уверенно считать расплав несжимаемой жидкостью. Конечно, его плотность зависит от температуры, а температура в ванне изменяется, но, во-первых, эта зависимость слабая и, во-вторых, температура расплава в ванне изменяется от 1000 °C до 1580 °C (максимум), что приводит к относительно малым изменениям плотности. Иными словами, с достаточной точностью можно считать для расплава div**v** = 0 и записать уравнения движения в виде:

- в проекции на ось x

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+2\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)\right]+$$
$$+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)\right]; \qquad (1)$$

- в проекции на ось y

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]+2\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+$$
$$+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)\right]; \qquad (2)$$

- в проекции на ось z

$$\rho\left(u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)\right]+$$
$$+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)\right]+2\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial w}{\partial z}\right)-\rho g; \qquad (3)$$

Вязкость расплава существенно зависит от температуры. Однако уравнения (1)–(3) – это уравнения баланса импульса для бесконечно малого объёма. При составлении этого баланса можно считать, что температура расплава, а, следовательно, и его вязкость, в пределах элементарного объёма одинакова. Тогда μ можно вынести из-под знака производных, что приводит к упрощению уравнений.

В самом деле, например, в уравнении (1) можно при этом выделить слагаемые

$$\mu\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\mu\frac{\partial^2 v}{\partial y\partial x}+\mu\frac{\partial^2 w}{\partial z\partial x}=\mu\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)=0$$

и аналогично для уравнений (2) и (3). Заметим, что такой подход не исключает учёта зависимости μ от температуры, поэтому окончательный вид уравнений движения можно представить следующим образом (для оси x)

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial z}\right).$$

Для других осей уравнение записывается аналогично.

Уравнение неразрывности также можно упростить. Хотя формально мы должны учитывать наличие внутренних источников (стоков) массы, фактически мы этого сделать не можем из-за неопределённости кинетики физико-химических превращений и отсутствия математического описания этой кинетики. Поэтому будем использовать уравнение неразрывности в форме

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho v)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho w)=0.$$

Здесь мы несколько противоречим сделанному выше утверждению о несжимаемости расплава, однако, во-первых, введение плотности под знаки производных не слишком усложняет уравнение, а, во-вторых, мы готовим почву для дальнейшего учёта теплообмена.

Построение дискретного аналога всегда нужно выполнять для безразмерных уравнений, поскольку в этом случае легче оценить порядок аппроксимации и устойчивость численной схемы. Поэтому введём соответствующие безразмерные параметры.

Будем отсчитывать компоненты скорости в долях среднерасходной скорости расплава в протоке $V_0 = P/(86{,}4\cdot\rho_0\cdot z_2\cdot b_2)$ м/с, где ρ_0 – масштабное значение плотности, P – производительность печи, z_2 – высота протока, b_2 – ширина протока. Индекс "0" у теплофизических параметров характеризует значение при масштабной температуре T_0. В качестве характерной длины примем длину L:

$$U=\frac{u}{V_0},\ V=\frac{v}{V_0},\ W=\frac{w}{V_0},\ X=\frac{x}{L},\ Y=\frac{y}{L},\ Z=\frac{z}{L},\quad H=\frac{h}{L},\ B=\frac{b}{L},$$

$$Z_2=\frac{z_2}{L},\ B_2=\frac{b_2}{L},\ X_1=\frac{x_1}{L},\ \tilde{\rho}=\frac{\rho}{\rho_0},\ \tilde{\mu}=\frac{\mu}{\mu_0}.$$

Здесь h – глубина слоя расплава в ванне, b – ширина ванны, x_1 – длина загрузочной части ванны. Подстановка этих соотношений в консервативную форму записи уравнения в проекции на ось x (для других осей аналогично) приводит к выражению:

$$\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{\partial}{\partial X}\left(\tilde{\rho}U^2-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial U}{\partial X}\right)+\frac{\partial}{\partial Y}\left(\tilde{\rho}UV-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)+$$

$$+\frac{\partial}{\partial Z}\left(\tilde{\rho}UW-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial U}{\partial Z}\right)=0,$$

где $P = p/(\rho_0 V_0^2)$ – безразмерное давление или число Эйлера, $Re = \rho_0 V_0 L/\mu_0$ – число Рейнольдса, $Fr = V_0^2/(gL)$ – число Фруда.

Введём обозначения

$$F_1=\tilde{\rho}U^2-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial U}{\partial X},\ G_1=\tilde{\rho}UV-\frac{\tilde{\mu}}{\mathrm{Re}}\frac{\partial U}{\partial Y},\ \ H_1=\tilde{\rho}UW-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial U}{\partial Z},$$

$$F_2=\tilde{\rho}UV-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial V}{\partial X},\ G_2=\tilde{\rho}V^2-\frac{\tilde{\mu}}{\mathrm{Re}}\frac{\partial V}{\partial Y},\ H_2=\tilde{\rho}VW-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial V}{\partial Z},$$

$$F_3=\tilde{\rho}UW-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial W}{\partial X},\quad G_3=\tilde{\rho}VW-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial W}{\partial Y},\quad H_3=\tilde{\rho}W^2-\frac{\tilde{\mu}}{Re}\frac{\partial W}{\partial Z}.$$

Тогда уравнения движения можно переписать в виде:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{\partial F_1}{\partial X}+\frac{\partial G_1}{\partial Y}+\frac{\partial H_1}{\partial Z}=0;\\&\frac{\partial P}{\partial Y}+\frac{\partial F_2}{\partial X}+\frac{\partial G_2}{\partial Y}+\frac{\partial H_2}{\partial Z}=0;\\&\frac{\partial P}{\partial Z}+\frac{\partial F_3}{\partial X}+\frac{\partial G_3}{\partial Y}+\frac{\partial H_3}{\partial Z}+\frac{\tilde{\rho}}{\mathrm{Fr}}=0.\end{aligned}\right\}$$

Решение данной системы уравнений предполагается выполнять с использованием конечно-разностных методов.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДОГРЕВА ВОЗДУШНОГО ДУТЬЯ МИНЕРАЛОВАТНОЙ ВАГРАНКИ ЗАВОДА В Г. БОГДАНОВИЧ

Быков Р.С., Матюхин В.И.

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия

Нагревательные и термические печи металлургической и машиностроительной промышленности являются одним из основных потребителей топлива в стране, причем в них, как правило, расходуют наиболее ценные сорта топлива. В подавляющем большинстве случаев промышленные печи работают с весьма низким термическим КПД, величина которого в производительных условиях чаще всего не превышает 20–30 %. Низкий термический КПД промышленных печей обуславливается в основном очень большими потерями тепла с отходящими дымовыми газами, достигающими иногда 50–60 % от количества тепла, подведенного в печь.

Лучшим методом повышения термического КПД печей, а следовательно, и экономии топлива является возврат в печь части тепла, содержащегося в отходящих дымовых газах, подогревом в рекуператорах воздуха, используемого для горения топлива.

Целью настоящего исследования является оценка существующей технологии работы рекуператоров: трубчатого радиационного и рекуператора из гладких стальных труб (г. Богданович), выявление недостатков в ее конструкции и эксплуатации, а также разработка и внедрение рекомендаций по улучшению ее показателей.

Подача воздушного дутья давлением около 400 мм вод. ст. в печь осуществляется от отдельной воздуходувки номинальной производительностью до 9000 м^3/ч через воздушный рекуператор радиационного типа, установленный на отходящих газах. Он обеспечивает подогрев воздушного дутья до температуры около 300 ^{o}С (табл. 1). Для дальнейшего повышения температуры подогрева воздушного дутья установлен дополнительный подогреватель с внешним источником тепла в виде продуктов сгорания природного газа.

Таблица 1

Исходные данные

Наименование параметра	Величина, ед. изм.
Объем нагреваемого воздуха	6300 м^3
Объем дымовых газов	7000 м^3
Температура подогрева воздуха	300 ^{o}С
Начальная температура воздуха	0 ^{o}С
Температура дымовых газов перед рекуператором	800 ^{o}С

По этим данным нами были произведены расчеты радиационного рекуператора (табл. 2). Предварительные расчеты показали, что реальные значения не соответствуют значениям, которые получились в расчетах.

Из полученных результатов можно сделать вывод, чтобы нагреть воздух до 300 ^{o}С надо иметь рекуператор, высота которого составит 12,9 м. Эти данные не соответствуют тому, что установлено на заводе. Поэтому с помощью формулы теплового потока мы нашли температуру воздуха на выходе из рекуператора, которая составила 80 ^{o}С.

Таблица 2

Показатели работы радиационного рекуператора

Наименование параметра	Величина, ед. изм.
Температура дымовых газов после рекуператора, $t_д$	726 ^{o}С